

Список литературы: 1. Пильов В.О., Шеховцов А.Ф. Двигуни внутрішнього згоряння: Серія підручників Т.4. Основи САПР ДВЗ. / За ред. А.П. Марченка, А.Ф. Шеховцова. – Харків, Прапор, 2004. – 336 с. 2. Володин А.И. Локомотивные двигатели внутреннего сгорания. – М.: Транспорт, 1990. – 256 с. 3. Zunmin Geng, Jin Chen and J. Barry Hull, Analysis of engine vibration and design of an applicable diagnosing approach // International Journal of Mechanical Sciences. – 2003. – Vol. 45, Issue 8. – PP. 1391-1410.

Поступила в редколлегию 03.11.2010

УДК 621.88

А.Г.АНДРЕЄВ, канд. техн. наук, доц., НТУ «ХПІ»;
О.В.ЩЕПКИН, наук. співр., НТУ «ХПІ»

ДОСЛІДЖЕННЯ НАПРУЖЕНО-ДЕФОРМОВАНОГО СТАНУ ДЕЯКИХ ТИПІВ ПРОФІЛЬНИХ З'ЄДНАНЬ З НАТЯГОМ

Описана імітаційна модель, призначена для дослідження процесу складання конструкцій, які мають з'єднання з натягом, забезпечує виконання технологічних і міцностних вимог до конструкцій. Контактна задача вирішується за допомогою ПК ANSYS. Результати наведені у вигляді таблиці та малюнків.

The created simulation model is intended for a research of assembly, ensures execution technological and strength of the requirements to a construction. Hertzian problem is solved by the program complex ANSYS. Results are given in the form of tables and drawings.

У сучасному машинобудуванні для установки деталей на валах з можливістю передачі крутного моменту застосовуються шліцові та шпоночні з'єднання. Такі з'єднання є недостатньо зносостійкими, трудомісткими, нетехнологічними в виготовленні. Намагання усунути ці недоліки призвело до появи профільних безшпоночних конструкцій, які використовують вали некруглого поперечного перерізу, які з'єднуються з натягом із втулкою відповідної форми. Такі з'єднання застосовуються для виготовлення складних зубчастих, черв'ячних та локомотивних коліс, колінчатих валів, з'єднання зубчастих коліс з валами, для посадки підшипників коливання на вал, роторів електродвигунів та ін. З'єднання з натягом відносять до нероз'ємних, хоча вони займають проміжне положення між роз'ємними та нероз'ємними. Ці з'єднання можна розбирати без зруйнування деталей, однак повторне їх складання не завжди забезпечує надійність з'єднання.

Профільні з'єднання є високонадійними та дозволяють передавати значні осьові зусилля та крутячі моменти. Вони прості за конструкцією та технологією виготовлення (немає проміжних деталей, добре базування у процесі складання), але потребують високої точності виготовлення. Існують такі основні способи складання деталей при посадках з натягом: 1) складання під пресом за рахунок його осьового зусилля при нормальній температурі, так зване поздовжнє запресування; 2) складання з попереднім розігрівом охоплюючої деталі (втулка) і (або) охолодженням охоплюваної деталі (вал) до визначеної темпе-

ратури (спосіб термічних деформацій, або поперечне запресування).

Дана робота присвячена дослідженню напружено-деформованого стану посадки з натягом втулок однакових зовнішніх розмірів на вали різної форми.

Характеристики матеріалу конструкції: модуль пружності $E = 2,1 \cdot 10^5$ МПа; коефіцієнт Пуассона $\nu = 0,33$; коефіцієнт лінійного розширення $\alpha = 12 \cdot 10^{-6}$ град $^{-1}$; межа пластичності $\sigma_{\text{ПС}} = 350$ МПа. Для розрахунків застосований програмний комплекс ANSYS з використанням об'ємних елементів SOLID45, цільових TARGE170 і контактних CONTA174.

З'єднання вала еліптичної форми і круглої втулки з еліптичним отвором (див. рис. 1): $a = 138$ мм; $b = 110$ мм; $r = 110$ мм; натяг $\Delta = 0,12$ мм; довжина втулки $l_{\text{вт}} = 100$ мм; вала – $l_{\text{вал}} = 300$ мм. Розподіл переміщень $u_{\text{сум}}$ і еквівалентних напружень $\sigma_{\text{екв}}$ у з'єднанні показаний на рис. 3.

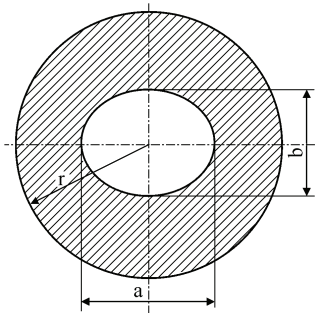


Рисунок 1 – Вал еліптичної форми і кругла втулка з еліптичним отвором

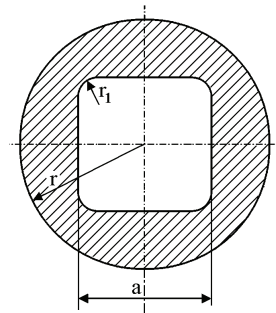


Рисунок 2 – Вал квадратної форми і втулка з квадратним отвором

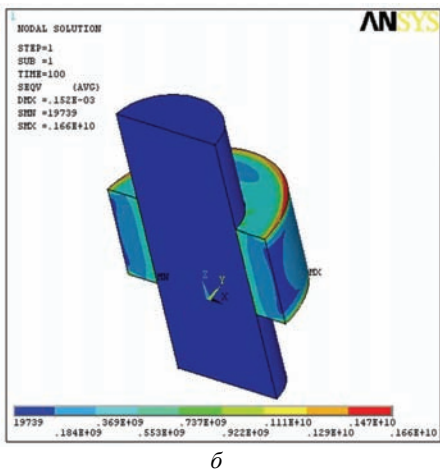
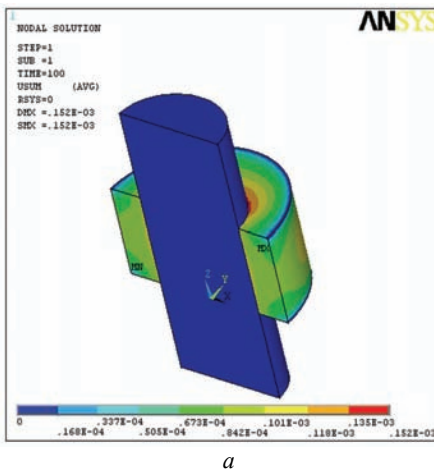


Рисунок 3 – Розподіл переміщень $u_{\text{сум}}$ (*a*) і еквівалентних напружень $\sigma_{\text{екв}}$ (*б*) у з'єднанні вала еліптичної форми і втулки з еліптичним отвором

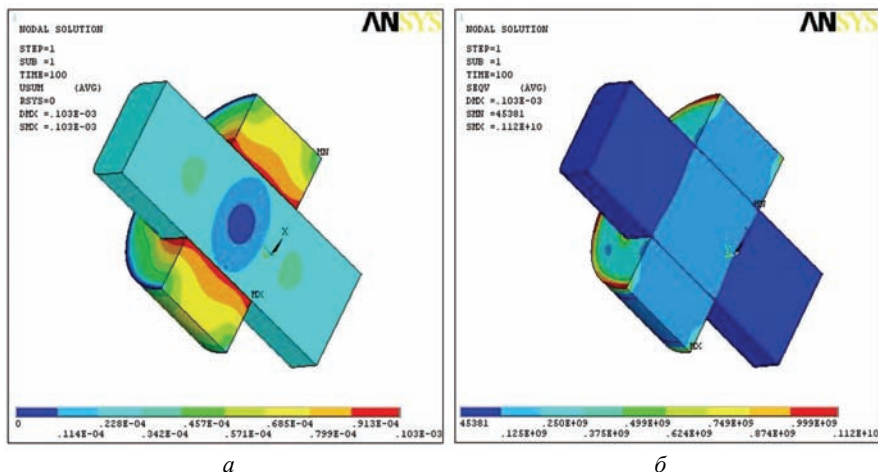


Рисунок 4 – Розподіл переміщень $u_{\text{сум}}$ (а) і еквівалентних напружень $\sigma_{\text{екв}}$ (б) у з'єднанні вала квадратної форми і втулки з квадратним отвором

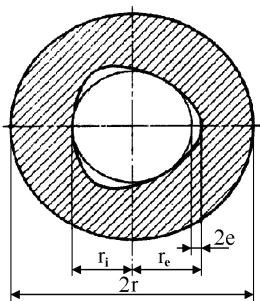


Рисунок 5 – Схема з'єднання вала у вигляді криволінійного трикутника і круглої втулки з отвором у вигляді криволінійного трикутника

З'єднання вала квадратної форми і круглої втулки з квадратним отвором (див. рис. 2): $a = 103$ мм; $r = 110$ мм; $r_i = 14$ мм; натяг $\Delta = 0,12$ мм; довжина втулки $l_{\text{вт}} = 100$ мм; вала – $l_{\text{вал}} = 300$ мм. Розподіл переміщень $u_{\text{сум}}$ і еквівалентних напружень $\sigma_{\text{екв}}$ у з'єднанні показаний на рис. 4.

Схема з'єднання вала у вигляді криволінійного трикутника і круглої втулки з отвором у вигляді криволінійного трикутника показано на рис. 5: $r_i = 54$ мм; $r_e = 66$ мм; $r = 110$ мм; $e = 6$ мм; натяг $\Delta = 0,12$ мм; довжина втулки $l_{\text{вт}} = 100$ мм; вала – $l_{\text{вал}} = 300$ мм. Розподіл переміщень $u_{\text{сум}}$ і еквівалентних напружень $\sigma_{\text{екв}}$ у з'єднанні показаний на рис. 6.

Форма поперечного перерізу вала	Максимальний контактний тиск P , МПа	Максимальне еквівалентне напруження у втулці у зоні контакту σ_e , МПа	Максимальне окружне напруження у втулці у зоні контакту σ_θ , МПа
Циліндричний	138	356	267
Еліптичний	172	401	287
Квадратний	197	442	311
Трикутний	177	407	289

В таблиці приведені дані про напружено-деформований стан досліджених профільних з'єднань і з'єднання втулки з валом циліндричної форми з радіусом $r = 62$ мм; натяг $\Delta = 0,12$ мм.

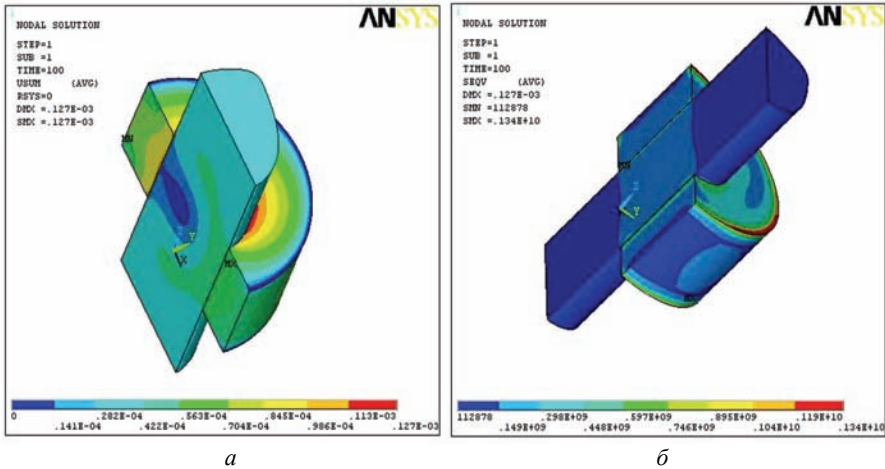


Рисунок 6 – Розподіл переміщень $u_{\text{сум}}$ (а) і еквівалентних напружень $\sigma_{\text{екв}}$ (б) у з'єднанні вала трикутної форми і втулки з трикутним отвором

Отримані результати дають можливість провести порівнювальний аналіз переваг та недоліків профільних з'єднань різної форми і можуть бути використані при застосуванні подібних видів з'єднань.

Список літератури: 1. Берникер Е.И. Посадки с натягом в машиностроении. – М., Л.: Машиностроение, 1968. 2. Антипин П.К. Определение посадочных напряжений в деталях при бесшпоночном соединении некруглых валов с втулками // Вестник машиностроения. – М.: Наука, 1964. – № 7. – С. 40-42. 3. Борович Л.С. Бесшпоночное соединение деталей машин. – М.: Машгиз, 1961. 4. Перин А.П., Андреев А.Г. Расчет посадок с натягом при овальности и эксцентриситете соединенных деталей на основе ПК ANSYS // Вісник НТУ «ХПІ». Збірник наукових робіт. Тематичний випуск «Динаміка і міцність машин». – 2007. – № 38. – С. 117-123. 5. Балацкий Л.Т. Прочность прессовых соединений. – Киев: Техника, 1982. – 151 с. 6. Басов К.А. ANSYS в примерах и задачах. – М.: Компьютер Пресс, 2002. – 224 с. 7. Чигарев А.В., Кравчук А.С., Смалюк А.Ф. ANSYS для инженеров: Справ. пособие. – М.: Машиностроение-1, 2004. – 512 с. 8. Басов К.А. Графический интерфейс комплекса ANSYS. – М.: ДМК Пресс, 2006. – 248 с.

Надійшла до редколегії 01.11.2010.